

横風の変動周波数が車両の動的挙動に及ぼす影響

日比野 有* 金元 啓幸* 下村 隆行*

Effect of Frequency of Crosswind on Dynamic Behavior of Railway Vehicles

Yu HIBINO Hiroyuki KANEMOTO Takayuki SHIMOMURA

In order to analyze the dynamic behavior of the vehicle subjected to crosswind, we constructed a dynamic analysis model, and examined the effect of the frequency of the crosswind on the dynamic behavior of the vehicle. Further, in order to verify the validity of the dynamic analysis model, we conducted a full scale experiment applying lateral force to the vehicle dynamically. As a result, it has been verified that the dynamic analysis model is valid for evaluating the wheel load variation of the vehicle, and the effect of the frequency of crosswind on the behavior of the vehicle has been clarified.

キーワード：横風，転覆限界風速，輪重減少率，詳細計算式，動的解析，横力負荷試験

1. はじめに

近年の鉄道車両は、騒音・振動などの環境問題や省エネの観点から軽量化が進められており、走行速度の向上と相まって横風に対して不利な条件となっている。そのため、車両の転覆限界風速を精度良く求めることが重要となっている。

横風による鉄道車両の転覆に関する解析手法は、図1に示すように、「静的解析」と「動的解析」とに大きく分類される。静的解析とは、車両に働く外力が一定である（時間と共に変動しない）と仮定して、外力によるモーメントのつり合いを解析的に解くものであり、1972年に提案された「国枝式」¹⁾がその代表的な例である。一方、動的解析とは、時間と共に変動する外力を考慮し、運動方程式を数値的に解くことにより、車両の挙動を時系列的に解析するものである。日本においては、動的解析による横風の研究事例はまだ少ないが、ヨーロッパ諸国においては、マルチボディダイナミクスのパッケージソフトを利用した研究が多く行われている。国枝式は現在でも車両や軌道などの設計時に用いられることが多いが、日比野ら²⁾は、国枝式をベースに、空気力や車両のばね系の影響などをより詳細に考慮した「詳細計算式」を2003年に提案し、横風に対する車両の安全性を評価する場合には、主としてこの詳細計算式を用いることが多い。しかし、上記のような背景から、車両の動的挙動を考慮した場合の転覆限界風速の評価、すなわち静的解析と動的解析との差の定量評価が求められている。

そこで、本報告では、現在用いられている詳細計算式

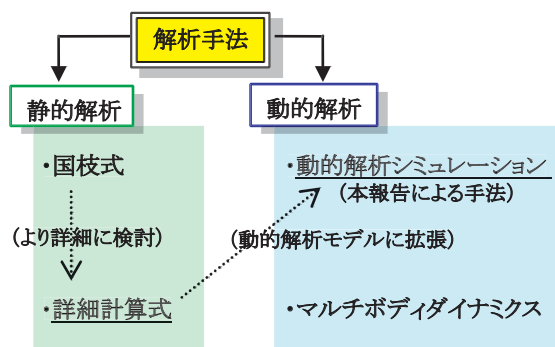


図1 横風による車両の転覆に関する解析手法

をベースとした動的解析モデルを構築し、横風の変動周波数が車両の動的挙動に及ぼす影響を詳細に調べると共に、実車を用いた検証試験を行ったので、それらの結果について報告する。

2. 動的解析モデルの構築

2.1 本解析モデルの特徴

本報告では、静的解析式としての妥当性がすでに検証されている詳細計算式^{2), 3)}をベースに動的解析モデルを構築する。すなわち、上下・左右・ロール方向の3自由度を考慮する半車両断面モデルに、減衰要素、各質量要素の慣性モーメント（回転半径）などを追加した比較的簡易な解析モデルを構築する。前述の通り、ヨーロッパ諸国ではマルチボディシミュレーションが主流となりつつある中で、今回このような解析モデルを構築する主な理由は次の通りである。

(1) 静的解析結果との差異を考察するときに、解析モデ

* 車両構造技術研究部（車両運動）

特集：車両技術

ル構成の違いによる影響を最小限に抑えることができ、過去の検討結果との整合性を取りやすい。

- (2) 比較的簡易にシミュレーションプログラムを作成することができるため、特別な計算ツール（ソフトウェア）を用意する必要が無い。
- (3) モデル要素の変更（例えば、まくらばね要素を線形ばねモデルから空気ばね非線形モデルに変更することなど）に関する自由度が高い。

2.2 車両モデル

本解析で用いる車両モデルを図2に示す。詳細計算式における解析モデルと同様に半車両断面モデルを用いるが、輪軸と台車枠の運動を分けて考え、輪軸・台車枠・車体の3つの質量要素に関してそれぞれ上下・左右・ロール方向の3自由度（合計9自由度）を考慮する。台車は一般的なボルスタレス台車を対象とするが、空気ばねに関しては詳細計算式と同様に線形ばねで近似する。また、車両内各車輪の静止輪重および軸ばね・まくらばね定数は均一であると仮定する。なお、本報告で使用する主な記号は以下の通りである。

(記号)

- m_B, m_T, m_W : 車体, 台車枠, 輪軸の質量
- i_{Bx}, i_{Tx}, i_{Wx} : 車体, 台車枠, 輪軸のロール慣性半径
- y_B, z_B, ϕ_B : 車体重心の左右, 上下, ロール変位
- y_T, z_T, ϕ_T : 台車重心の左右, 上下, ロール変位
- y_W, z_W, ϕ_W : 輪軸重心の左右, 上下, ロール変位
- k_{1z}, c_{1z} : 軸ばねの上下ばね定数, 減衰係数
- k_{1y}, c_{1y} : 軸ばねの左右ばね定数, 減衰係数
- k_{2z}, c_{2z} : 枕ばねの上下ばね定数, 減衰係数
- k_{2y}, c_{2y} : 枕ばねの左右ばね定数, 減衰係数
- c_y : 左右動ダンパ減衰係数
- $2b_1$: 左右の軸ばね中心間距離
- $2b_2$: 左右の枕ばね中心間距離
- q : 一般座標
- Q : 一般力
- h_{GB} : 車体重心高さ
- h_{GT} : 台車枠重心高さ
- h_{GW} : 輪軸重心高さ
- h_{KC} : 枕ばね中心高さ
- h_{DC} : 左右動ダンパ高さ
- h_{SC} : 左右動ストッパ高さ
- $h_1 = h_{GT} - h_{GW}$
- $h_2 = h_{KC} - h_{GT}$
- $h_3 = h_{GB} - h_{KC}$
- $h_4 = h_{DC} - h_{GT}$
- $h_5 = h_{GB} - h_{DC}$

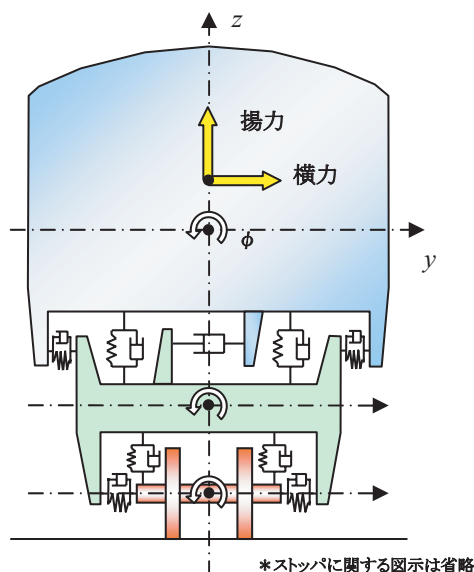


図2 車両モデル

2.3 運動方程式

図2のモデルに対する、運動エネルギー T , ポテンシャルエネルギー U , 散逸関数 D は次の通りとなる。

・ 運動エネルギー

$$T = \frac{1}{2} m_B \dot{z}_B^2 + \frac{1}{2} m_T \dot{z}_T^2 + 2 \times \frac{1}{2} m_W \dot{z}_W^2 + \frac{1}{2} m_B \dot{y}_B^2 + \frac{1}{2} m_T \dot{y}_T^2 + 2 \times \frac{1}{2} m_W \dot{y}_W^2 + \frac{1}{2} m_B i_{Bx}^2 \dot{\phi}_B^2 + \frac{1}{2} m_T i_{Tx}^2 \dot{\phi}_T^2 + 2 \times \frac{1}{2} m_W i_{Wx}^2 \dot{\phi}_W^2 \quad (1)$$

・ ポテンシャルエネルギー

$$U = \frac{1}{2} k_{2z} (z_B + b_2 \phi_B - z_T - b_2 \phi_T)^2 + \frac{1}{2} k_{2z} (z_B - b_2 \phi_B - z_T + b_2 \phi_T)^2 + 2 \times \frac{1}{2} k_{1z} (z_T + b_1 \phi_T - z_W - b_1 \phi_W)^2 + 2 \times \frac{1}{2} k_{1z} (z_T - b_1 \phi_T - z_W + b_1 \phi_W)^2 + 2 \times \frac{1}{2} k_{2y} (y_B + h_3 \phi_B - y_T + h_2 \phi_T)^2 + 2 \times 2 \times \frac{1}{2} k_{1y} (y_T + h_1 \phi_T - y_W)^2 + m_B g \left\{ -\frac{1}{2} h_3 \phi_B^2 - \frac{1}{2} (h_1 + h_2) \phi_T^2 + (y_B - y_T + h_2 \phi_T + h_3 \phi_B) \phi_T + (y_T - y_W + h_1 \phi_T) \phi_W \right\} + m_B g z_B + m_T g z_T + 2 \times m_W g z_W \quad (2)$$

・ 散逸関数

$$\begin{aligned}
 D = & \frac{1}{2}c_{2z}(\dot{z}_B + b_2\dot{\phi}_B - \dot{z}_T - b_2\dot{\phi}_T)^2 \\
 & + \frac{1}{2}c_{2z}(\dot{z}_B - b_2\dot{\phi}_B - \dot{z}_T + b_2\dot{\phi}_T)^2 \\
 & + 2 \times \frac{1}{2}c_{1z}(\dot{z}_T + b_1\dot{\phi}_T - \dot{z}_W - b_1\dot{\phi}_W)^2 \\
 & + 2 \times \frac{1}{2}c_{1z}(\dot{z}_T - b_1\dot{\phi}_T - \dot{z}_W + b_1\dot{\phi}_W)^2 \\
 & + 2 \times \frac{1}{2}c_{2y}(\dot{y}_B + h_3\dot{\phi}_B - \dot{y}_T + h_2\dot{\phi}_T)^2 \\
 & + 2 \times 2 \times \frac{1}{2}c_{1y}(\dot{y}_T + h_1\dot{\phi}_T - \dot{y}_W)^2 \\
 & + \frac{1}{2}c_y(\dot{y}_B + h_5\dot{\phi}_B - \dot{y}_T + h_4\dot{\phi}_T)^2
 \end{aligned} \tag{3}$$

式(1)～式(3)をラグランジュの式(式(4))に代入することにより、各運動方程式を導くことができる。

・ ラグランジュの式

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}} + \frac{\partial U}{\partial q} = Q \tag{4}$$

なお、一般座標 q は上記の9自由度を考慮し、一般力 Q は外力、レールからの反力、および台車各部のストップ当たりの反力を考慮する。本報告では、ルンゲ・クッタ・ギル法を用いて、これらの運動方程式を10,000分の1秒刻みで解いた。

3. 動的横力負荷試験

3.1 試験概要

2章で述べた動的解析モデルの妥当性を検証するために、実物車両に横風による空気力に相当する横方向の力(以下、横力という)を動的に負荷し、車両の挙動等を測定する試験を、鉄道総研の新車両試験台で行った(以下、動的横力負荷試験という)。新車両試験台建屋の外に横力負荷用の柱を建て、柱に取り付けた電動アクチュエータと車体とをワイヤーロープでつなぎ、車体の前後2カ所を横方向に牽引した。負荷した横力の変動パターンは、定常成分に正弦波状の変動成分を重畳させた波形を基本とした。その変動成分の周波数や振幅を変えながら試験を行い、これらが車両の挙動に及ぼす影響を調べた。動的横力負荷試験の様子を図3に、横力の波形例を図4にそれぞれ示す。

試験車両は、鉄道総研が所有する試作車両を用いた。台車構造は一般的なボルスタレス形式である。測定項目は、横力、輪重、車体変位、空気ばね内圧などである。横力は、ワイヤーロープと車体との間に直列につながれたロードセルで測定した。輪重は、第1台車第1軸に装着された輪重・横圧測定軸により測定した。車体変位については、ポ

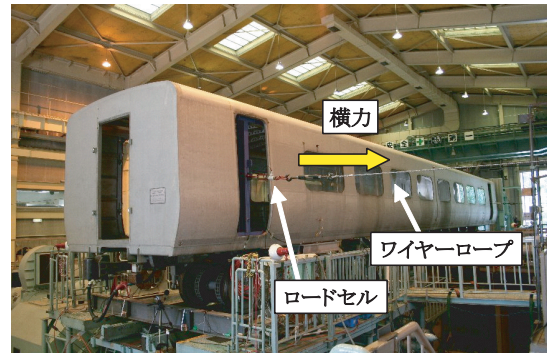


図3 試験風景(動的横力負荷試験)

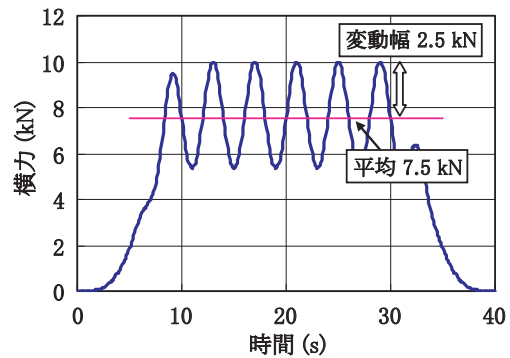


図4 横力波形例

テンショメータ式変位計で左右・上下変位を測定し、これらの測定結果から計算により車体傾斜角を算出した。

3.2 試験条件

横力の変動パターンは、①定常成分7.5kNに変動成分2.5kNを重畳させたパターンと、②定常成分5.0kNに変動成分5.0kNを重畳させたパターンの2種類とし、それぞれの変動周波数を0.05Hzから2.5Hzまで変化させて試験を行った。また、自然風の風速変動を模擬した横力負荷試験も行った(4.2.2項)。なお、横力の負荷高さは、レールレベルから2230mmとした。これは、防風柵などが設置されていない橋りょうあるいは高架橋の上に車両が位置するときの一般的な風圧中心高さ程度に相当する。

4. 試験結果および考察

4.1 動的解析モデルの検証結果

動的横力負荷試験の結果の例を、2章で述べたシミュレーションによる計算結果と併せて図5、図6に示す。図5が輪重減少率、図6が車体重心左右変位の時系列データである。いずれも、定常成分7.5kNに変動成分2.5kNを重畳させた横力を負荷した試験の結果であり、各図とも(a)から(c)の順に、横力の変動周波数が0.5Hz、1.0Hz、2.0Hzの例を示す。

図5から、輪重減少率について、実測値と計算値は概ね一致していることがわかる。また図6から、車体重心

特集：車両技術

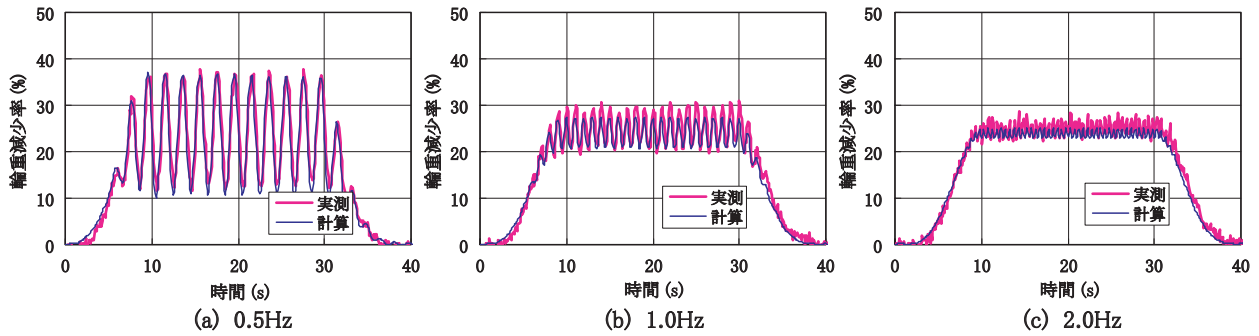


図5 実測値と計算値との比較（輪重減少率）

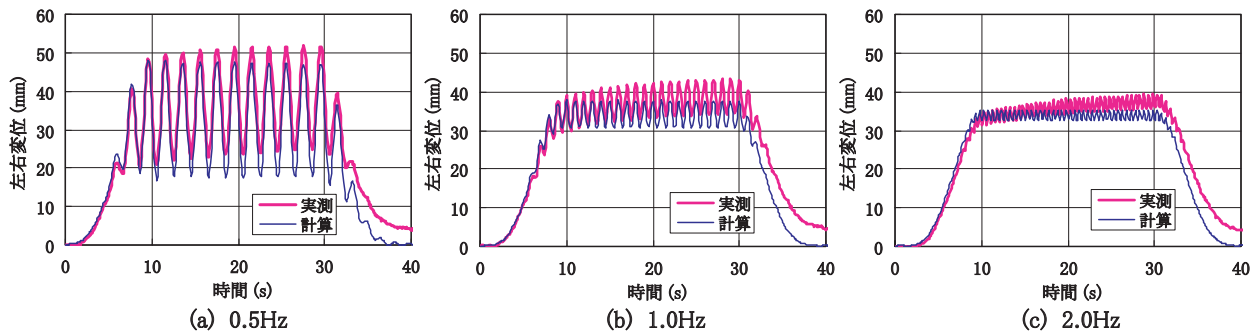


図6 実測値と計算値との比較（車体重心左右変位）

の左右変位については、実測値と計算値との間に差が生じる場合が見られたが、図5の結果と対照すると、左右変位の推定誤差が輪重変動の推定精度に及ぼす影響は比較的小さいことがわかる。なお、車体重心の上下およびロール変位については、本報告では検証結果の記載を省略したが、ロール変位については左右変位と同様の傾向が見られ、上下変位については計算値では変位量がほとんどゼロとなり、実測とは異なる傾向が見られた。しかし、いずれも図5の結果との対照から、車体の左右・上下・ロール変位の推定誤差が輪重変動の推定精度に及ぼす影響は比較的小さいことが明らかになった。これらの傾向は、過去に同じ供試車両で実施した静的横力負荷試験（詳細計算式の検証）における傾向と同様であった³⁾。

図5、図6で示した振幅・周波数以外の試験結果においても、上記と同様の傾向が確認された。従って、本解析モデルおよびシミュレーションプログラムは、横力を受けた車両の輪重変動を推定する手法として概ね妥当であることが確認された。

4.2 静的解析と動的解析との比較

4.2.1 横力の変動周波数が輪重変動に及ぼす影響

横力の変動周波数が輪重変動に及ぼす影響を調べるため、詳細計算式による静的解析結果と動的解析シミュレーションによる解析結果を、変動周波数をパラメータとして比較した。動的解析シミュレーションでは、前章と同様に①定常成分7.5kNに変動成分2.5kNを重畳させた横力と、②定常成分5.0kNに変動成分5.0kNを重畳させた横力の2種類について、それぞれの変動周波数を

0.05Hzから2.5Hzまで変化させた場合の各周波数における輪重減少率の最大値を求めた。一方、詳細計算式では、変動する横力の最大値が一定力として作用するという仮定の下での輪重減少率を求めた。すなわち、今回の検討条件では横力の最大値は①、②ともに10kNであるので、10kNに対する輪重減少率を求めた。計算結果を図7に示す。横軸は横力の変動周波数、縦軸は輪重減少率の最大値を表す。詳細計算式による結果については、横力の最大値のみを考慮するので、図7では輪重減少率は周波数に関わらず一定値として示す。

図7から、横力の変動周波数が1Hz程度以下の場合には、静的解析による輪重減少率は過小評価となっており、特に車両の下心ローリングの固有振動数（今回の車両では0.6Hz程度）に近い場合に、その傾向が顕著に現れることがわかる。一方、変動周波数が1Hz程度以上の場合には、静的解析による輪重減少率は過大評価となっていることがわかる。

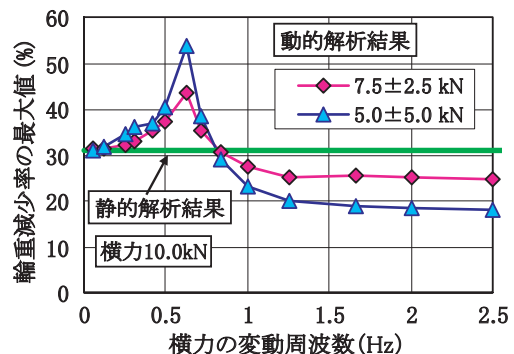


図7 変動周波数と輪重減少率最大値との関係

4.2.2 自然風（実風速）データによる検討例

自然風の風速変動は様々な周波数成分を含むため、車両に作用する横力の変動は前項のような規則的な変動とは異なると考えられる。そこで、本項では、自然風の風速データから算出された横力を入力した場合の解析結果を比較する。なお、ここで用いる風速データは、平成13年12月から平成16年3月にかけて、鉄道総研が北海道島牧村で実施した「実物大車両模型による空気力等測定試験」⁴⁾で観測されたものである。本解析では、横力は風速の2乗に比例し、車体前後で等しく作用すると仮定する。従って、以下では「横風の変動周波数」と「横力の変動周波数」を同義で用いる。

解析結果の例を図8に示す。実測値とは、動的横力負荷試験において、上記の横力を車体前後に等しく負荷した場合の実測結果である。静的解析結果とは、各瞬間における横力に対応する輪重減少率を詳細計算式で計算し、これらを時系列的に並べたものである。また、動的解析結果とは、同上の横力に対する動的シミュレーション結果である。同図から、周期が1～2秒程度となるような風速変動に対する輪重減少率の極大値は、静的解析結果の方が1～2割程度小さくなり、前項で見られたほどの大きな差はないものの、静的解析では輪重減少率の最大値を過小に評価する可能性があることがわかる。

4.2.3 転覆に関する実効風速

横力の変動成分のうち、高周波数成分は輪重変動への影響が小さく、車両の下心ローリングの固有振動数に近い周波数成分は輪重変動への影響が大きいことが、以上

の検討から明らかになった。また、実際の自然風の変動を考慮する場合でも、変動周波数の影響を加味する必要があることがわかった。すなわち、詳細計算式（静的解析）で転覆限界風速を求め、風速計で観測された風速の最大瞬間値と対照する方法は、必ずしも安全側の評価とは言えないことがわかった。従って、車両の動特性を考慮して横風に対する走行安全性を評価するためには、動的解析を用いるのが望ましいと考えられる。ただし、例えば横風に対する運転規制ルールを策定する際などの、一般的な転覆耐力としての転覆限界風速を評価する場合には、静的解析法の方が汎用的かつ実用的であると考えられる。そこで、本項では、静的解析法を用いながらも車両の動特性の影響を加味することのできる評価法を検討する。

本項の最初に述べた理由から、高周波成分を無視すると共に共振周波数成分を増幅して、車両の動的な応答を加味した実効風速波形を生成すれば、その最大値で安全性を評価できると考えられる。すなわち、静的解析法で求められた転覆限界風速を実効風速の最大値と対照するのであれば、安全側の評価が可能であると考えられる。実効風速の求め方としては、図7に示したような周波数特性を持つフィルターで、風速データを処理することが望ましい。しかし、データ処理の簡易性と現場への適用可能性を考慮し、また、実効風速の最大値との対照が安全性評価の上では意味を持つことを考慮すると、風速データに対する移動平均処理と増幅処理のみで実効風速の簡易的な評価が可能であると考えられる（図9）。

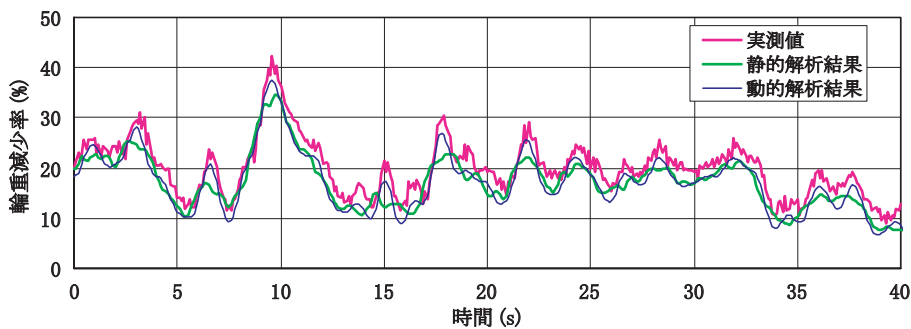


図8 自然風下の輪重変動解析例

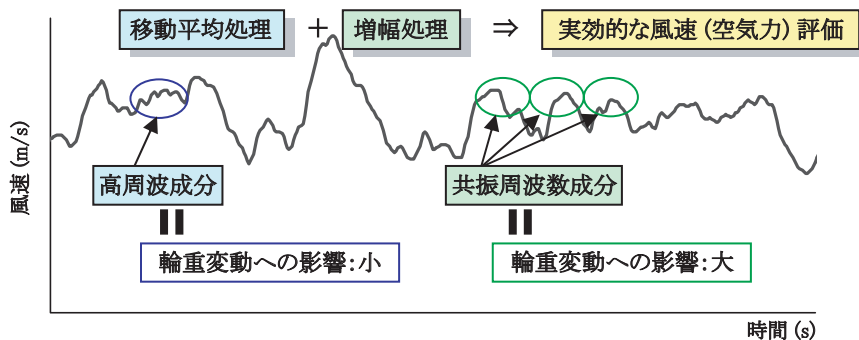


図9 実効風速の考え方

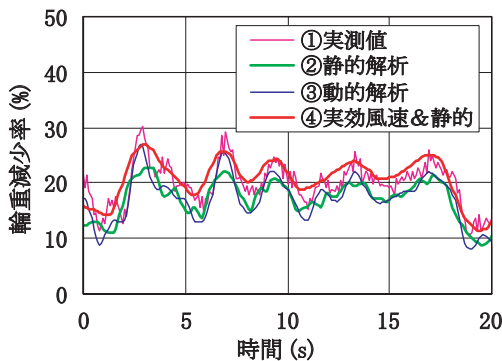


図10 実効風速を考慮した解析例

移動平均処理と増幅処理のみで実効風速を考慮した解析例を図10に示す。①～③は図8の一部を再掲したものであり、それぞれ、自然風データ（風速の実測データ）を入力条件とした実測結果、静的解析結果、動的解析結果である。④が実効風速を入力条件とする静的解析の結果であり、この例では後述の理由から、自然風データに対し、1秒間の移動平均処理と1.1倍の増幅処理を行ったものを実効風速とした。図10から、輪重が大きく減少するところ、すなわち車両の下心ローリングの固有振動数に近い周波数成分を有する風速変動に対する輪重減少率の極大値について、実効風速データを入力条件とする静的解析は、自然風データを入力条件とする動的解析とほぼ同等に極大値を評価しており、これまでの静的解析と比較してより実測値に近い評価が可能であることがわかる。ただし、移動平均の時間と増幅倍率については、今後引き続き検討する必要がある。本報告では、図7の結果より、1Hz弱程度以上の周波数成分を無視できると考えられることから、移動平均時間を1秒とした。また、図8の結果から、共振周波数成分における輪重減少率の極大値は、静的解析結果と動的解析結果で最大約2割の差があったため、輪重減少率は横力に比例（すなわち風速の2乗に比例）すると考え、風速の増幅倍率としては1割を見込んだ。これらの移動平均時間や増幅倍率は、車両の諸元（動特性）や自然風の変動特性によっても変わるものと考えられる。従って、今後パラメータスタディを行うとともに、他の実測データによる検証を重ねることにより、最適な設定方法を検討する予定である。

以上から、実効風速を考慮することによって、静的解析によっても横風の変動周波数の影響を加味した評価を行うことができる可能性があることが明らかになった。静的解析のメリットは比較的容易に計算式を導出できることであり、車両の走行安全性に影響を及ぼす要素を計算式の上から容易かつ定量的に把握することが可能であるということである。従って、実効風速の考え方を取り入れることにより、比較的容易にかつ動的解析と同等の精度で転覆限界風速を評価できる可能性があると考えられる。

5. まとめ

横風を受けた車両の挙動を解析するために、詳細計算式（静的解析）をベースとした動的解析モデルを構築し、横風の変動周波数が車両の動的挙動に及ぼす影響を詳細に調べるとともに、実車を用いた検証試験を行った。これらの結果は以下の通りである。

- (1) 詳細計算式をベースとした動的解析シミュレーションプログラムは、横風を受けた車両の輪重変動を推定する手法として、概ね妥当であることが確認された。
- (2) 横風の変動周波数によっては、静的解析結果と動的解析結果に大きな差が見られる場合があることが明らかになった。特に、横風の変動周波数が車両の下心ローリングの固有振動数に近い場合には、静的解析による輪重減少率は過小評価となる傾向が大きいことが明らかになった。
- (3) 自然風（実風速）データを入力条件とする動的解析シミュレーションを実施し、車両の動特性を考慮した実効風速に関する基礎的な検討を行った結果、風速データに対して、適当な移動平均処理と増幅処理を行うことにより、実効風速を簡易に評価できる可能性のあることが明らかになった。

以上より、横風の変動周波数が車両の挙動に及ぼす影響が明らかになり、転覆限界風速の推定精度が向上するとともに、静的解析との差を定量的に評価することが可能となった。従って、今後は、動的解析と静的解析を適宜使い分けるのが望ましいと考えられる。すなわち、事故調査など、特定の風速変動（空気力変動）に対する特定の車両の挙動を詳細に調査する場合には、あるいは実効風速の最適な設定方法を検討する場合などには、動的解析が有効であり、一方、横風に対する運転規制ルールを策定する際など、一般的な転覆耐力としての転覆限界風速を評価する場合には、静的解析と併せて実効風速を考慮する方法が有効であると考えられる。

文献

- 1) 国枝正春：鉄道車両の転ぶくに関する力学的理論解析，鉄道技術研究報告，No.793, 1972.2
- 2) 日比野有，石田弘明：車両の転覆限界風速に関する静的解析法，鉄道総研報告，Vol.17, No.4, pp.39-44, 2003
- 3) 日比野有，下村隆行，谷藤克也：鉄道車両の転覆限界風速に関する静的解析式の検証，日本機械学会論文集（C編），Vol.758, No.75, pp.2605-2612, 2009
- 4) 日比野有，今井俊昭，種本勝二：自然風下の実物大車両模型に働く空気力の観測，鉄道総研報告，Vol.18, No.9, pp.11-16, 2004